



⑮ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift  
⑩ DE 44 07 696 A 1

⑤ Int. Cl.<sup>8</sup>:  
F 16 H 55/08

⑳ Aktenzeichen: P 44 07 696.7  
㉑ Anmeldetag: 8. 3. 94  
㉒ Offenlegungstag: 14. 9. 95

DE 44 07 696 A 1

BEST AVAILABLE COPY

㉗ Anmelder:  
Mercedes-Benz AG, 70327 Stuttgart, DE

㉘ Erfinder:  
Wild, Balthasar, Dipl.-Ing., 78437 Rastatt, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

㉙ Stirnrädergetriebe mit auf die Betriebstemperatur korrigierten Parametern der Verzahnungsgeometrie

㉚ Bei einem Stirnrädergetriebe ist der Konstruktionswert eines Grundkreisdurchmessers oder beider Grundkreisdurchmesser oder des Eingriffswinkels unter Berücksichtigung des Wärmeausdehnungskoeffizienten auf die Betriebstemperatur korrigiert.

DE 44 07 696 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 07. 95 508 037/182

8/27

## Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Stirnrädergetriebe nach dem Oberbegriff von Patentanspruch 1.

Bei einem bekannten Stirnrädergetriebe (G. Niemann H. Winter "Maschinenelemente" Band II, zweite, völlig  
neubearbeitete Auflage, Berichtiger Nachdruck, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York Tokio 1985, S. 84, 85) ist der Einfluß der Erwärmung auf das Betriebsflankenspiel bei der Festlegung der Zahndickenabmaße berücksichtigt. Wird bei diesem Stirnrädergetriebe zur Erzielung eines geringeren Gewichtes ein Getriebegehäuse aus Aluminium- oder Magnesiumguß verwendet, seien die gegenüber Stahl bzw. Grauguß höheren Wärmeausdehnungen und deren Auswirkung auf die Lager zu beachten (S. 296).

Aus Dubbel "Taschenbuch für den Maschinenbau", 17. neubearbeitete Auflage, 1990, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York London Paris Tokio Hong Kong Barcelona, S. G115 bis G121 ist die Verzahnungsgeometrie insbesondere auch der Evolventenverzahnung bekannt.

Bei Stirnrädergetrieben der eingangs genannten Art treten Flankenschäden auf, welche eine Folge der "Blitztemperatur" sind. In DIN 3990 wird zur Vermeidung dieser Flankenschäden eine Flankenkorrektur in Form einer Kopfrücknahme vorgeschlagen. Es hat sich jedoch gezeigt, daß diese Maßnahme nicht ausreichend ist.

Die der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe besteht im wesentlichen darin, bei einem Stirnrädergetriebe der eingangs genannten Art das Auftreten von Flankenschäden wirkungsvoller zu vermeiden.

Die erläuterte Aufgabe ist in vorteilhafter Weise mit den kennzeichnenden Merkmalen von Patentanspruch 1 gelöst.

Bei dem Stirnrädergetriebe nach der Erfindung resultiert bei Normaltemperatur eine kopffallende Evolvente — und dies ist auch der Herstellungszustand. Damit werden etwas gestörte Eingriffsverhältnisse bei Normaltemperatur akzeptiert. Durch die Erwärmung des Getriebes auf die Betriebstemperatur verändert sich die Evolvente, so daß unter diesen Bedingungen ein Abwälzen ohne Eingriffstörungen vorliegt.

Durch die Erfindung ist die Lebensdauer des Stirnrädergetriebes erhöht, so daß Garantie- und Kulanzkosten reduziert werden.

Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachstehenden Beschreibung in Verbindung mit der Zeichnung. In der Zeichnung bedeuten

Fig. 1 eine schematische Darstellung von erfindungsrelevanten Parametern der Verzahnungsgeometrie eines Zahnradpaares mit Evolventenverzahnung eines Stirnrädergetriebes bei Raumtemperatur,

Fig. 2 die Verzahnungsgeometrie von Fig. 1 bei Betriebstemperatur, und

Fig. 3 eine schematische Gegenüberstellung des Flankeneingriffes bei Raumtemperatur einerseits und Betriebstemperatur andererseits der Verzahnungsgeometrie von Fig. 1 in vergrößertem Maßstab.

Unter dem Einfluß der Temperatur ändern sich viele physikalische Größen wie z. B. die Abmessungen der Körper.

Feste Körper dehnen sich proportional mit steigender Temperatur aus. Die Ausdehnung ist abhängig von der Art des Stoffes und von der Temperaturerhöhung d. h. Temperaturdifferenz.

Aus der Wärmelehre ist für die Längenausdehnung eines Körpers folgende Abhängigkeit bekannt:

$$\delta l = \alpha \cdot l_1 \cdot \delta t$$

wobei:

$\delta t = t_1 - t_2$  Temperaturdifferenz

$l_1$  — Länge des Körpers bei Temperatur  $t_1$

$l_2$  — Länge des Körpers bei Temperatur  $t_2$

$\delta l = l_1 - l_2$  Längenänderung

$\alpha$  — stoffabhängiger Ausdehnungskoeffizient

Die Ausdehnung mit steigender Temperatur muß da, wo größere Temperaturschwankungen auftreten, berücksichtigt werden.

Bei der Verwendung von verschiedenen Materialien muß man selbst auf die unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten achten.

Die bekannten Getriebe-Berechnungen beziehen sich auf die Raumtemperatur. Der Einfluß der Betriebstemperatur wird bei diesen theoretisch vernachlässigt. Messungen an eingesetzten Getrieben ergaben Betriebstemperaturen von 130° C bis 160° C, d. h. eine beachtliche Temperaturdifferenz von ca. 110° C.

Die Zeichnungs-Qualität der Zahnräder und des Gehäuses ergibt im eingesetzten Getriebe ein optimales Abwälzen der Zahnradpaare. Dabei werden die maßlichen Veränderungen unter Temperatureinfluß jedoch nicht berücksichtigt.

Werden die Achsbiegungen, Zahnschränkungen usw. vernachlässigt und nur die Veränderungen im Getriebe unter Temperaturschwankung analysiert, so ergibt sich:

- die Veränderung der Grundkreisdurchmesser
- die Veränderung des Achsabstandes durch zwei Faktoren:
  - a) lineare Veränderung des Gehäuse-Achsabstandes
  - b) maßliche Veränderung des Abstandes der gelagerten Achsen.

Die Änderung des Lagerabstandes ist dann von Bedeutung, wenn für Zahnräder und Gehäuse unterschiedli-

che Materialien mit unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten verwendet werden, wie z. B. Stahl und Aluminium und zusätzlich, wenn bei der Lagerung der Wellen Kegelrollenlager verwendet werden. Die Differenz zwischen Alu-Gehäuse und Stahl-Welle führt zu einem Axialspiel der Welle im Gehäuse.

Erfolgen die Achslagerungen mit Kegelrollenlager, dann geht das Axialspiel aufgrund des Kegelwinkels der Kegelrollenlager im Verhältnis 1 : 4 oder 1 : 3 in das Radialspiel ein.

Der Vergleich der Betriebseingriffswinkel eines Radpaares bei unterschiedlichen Temperaturen führt unter Berücksichtigung aller maßlichen Veränderungen zu Änderungen dieses Wälz-Parameters.

Also kann eine Veränderung der Eingriffsverhältnisse unter Temperatureinfluß beobachtet werden (graphische Darstellung des Flankeneingriffes  $F_1/F_2$  bei Raumtemperatur und des Flankeneingriffes  $F'_1/F'_2$  bei Betriebstemperatur in Fig. 3).

Im speziellen sei darauf hingewiesen, daß sich die beiden wesentlichen Einflußfaktoren, Grundkreis- und Achsabstandsveränderung, teilweise kompensieren, d. h. sie wirken sich nicht immer negativ auf die Eingriffsverhältnisse des Radpaares aus.

Wie schon erwähnt, ändert sich der Achsabstand des Getriebes mit einem Alu-Gehäuse durch zwei Einflußfaktoren und zwar:

#### 1. Lineare Achsabstandsänderung unter Temperatureinfluß

$$\delta l = \alpha \cdot l \cdot \delta t$$

$\delta t = 110^\circ\text{C}$  Temperaturdifferenz zwischen Raum- und Betriebstemperatur

$\alpha = 23,9 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$  Ausdehnungskoeffizient f. Alu

$l = 152 \text{ mm}$  Achsabstand im Gehäuse

Der Achsabstand verändert sich somit rechnerisch/theoretisch um:

$$\delta l = 0,399 \text{ mm}$$

#### 2. Achsabstandsveränderung durch das Axialspiel bzw. Radialspiel

Bei einem Axialspiel  $\alpha la$ , bedingt durch die Längendifferenz der Wärmeausdehnung des Gehäuses und der Welle in axialer Richtung, ergibt sich ein Radialspiel  $\delta r$  von:

$$\delta r = \delta la \cdot \tan \tau$$

$\tau =$  Kegelwinkel der Kegelrollenlager

Praktisch bedeutet dies, daß aus einem Axialspiel im Normalfall mit dem Faktor ca. 1 : 3 ein Radialspiel resultiert. Bei Verwendung von einem Aluminiumgehäuse werden andere Kegelrollenlager eingebaut und dabei ergibt sich ein Faktor von ca. 1 : 4.

Praktische Vorgehensweise:

$$\delta la = \delta lG - \delta lw$$

$\delta la$  — Axialspiel

$\delta lG$  — Längenausdehnung des Gehäuses

$\delta lw$  — Längenausdehnung der Welle

$$\delta lG = \alpha a \cdot lG \cdot \delta t$$

$\alpha a = 23,9 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$  Ausdehnungskoeffizient

$lG = 498 \text{ mm}$  für Alu

$$\delta lw = \alpha w \cdot lw \cdot \delta t$$

$\alpha w = 11,5 \cdot 10^{-6} / ^\circ\text{C}$  Ausdehnungskoeffizient

$lw = 309 \text{ mm}$  für Stahl

$$\delta la = 1,309 - 0,644 = 0,665 \text{ mm}$$

$$\delta r1 = 1/4 \cdot \delta la$$

$\delta r1$  — Radialspiel im Lager

$$\delta r1 = 0,166 \text{ mm}$$

Das wirksame Radialspiel entspricht den Längenverhältnissen zwischen der Position der Verzahnung und dem Lagerabstand, d. h.:

$$\delta r = 0,109 \text{ mm}$$

### 3. Gesamte Achsabstandsveränderung

- 5 Wird das Axialspiel bzw. Radialspiel sowohl der Haupt- als auch der Vorgelegewelle berücksichtigt, dann erhält man folgende gesamte Achsabstandsveränderung:

$$\delta a = \delta l + 2 \cdot \delta r$$

$$10 \quad \delta a = 0,617 \text{ mm}$$

Die Änderung der Grundkreise des Radpaares ist eine lineare Längenausdehnung und wird mit der aufgeführten Formel berechnet:

$$15 \quad \delta db = \alpha \cdot db \cdot \delta t$$

wobei:

$$\alpha = 11,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C} \text{ Ausdehnungskoeffizient für Stahl}$$

- 20 Das im Getriebe untersuchte Radpaar hat die Kenngrößen:

– für Schrägrad I

$$db1 = 133,726 \text{ mm}$$

$$Z1 = 24$$

- 25 – für Schrägrad II

$$db2 = 139,298 \text{ mm}$$

$$Z2 = 25$$

– Schrägungswinkel

$$30 \quad \beta = 22^\circ$$

Bei einer Temperaturdifferenz  $\delta t = 110^\circ\text{C}$  werden folgende Grundkreisänderungen errechnet:

$$\delta db1 = 0,169 \text{ mm}$$

$$35 \quad \delta db2 = 0,176 \text{ mm}$$

Folgend sind Kenngrößen aus der Verzahnungsberechnung aufgeführt, und zwar:

1. Betriebseingriffswinkel  $\alpha_{wt}$

40

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{db1 + db2}{2 \cdot a}$$

45

$$\cos \alpha_{wt} = \frac{(z1 + z2) \cdot m_t}{2 \cdot a} \cdot \cos \alpha_t$$

- 50  $db1, 2$  – Grundkreise

$a$  – Achsabstand

2. Stürneingriffswinkel  $\alpha_t$

55

$$\cos \alpha_t = \frac{\cos \alpha \cdot \cos \beta}{\cos \beta_b}$$

60

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$$

- 65  $\alpha$  – Eingriffswinkel

$\beta$  – Schrägungswinkel

$\beta_b$  – Schrägungswinkel im Grundkreis

3. Eingriffswinkel-Abweichung  $f\alpha$ 

$$f\alpha = \alpha_{ist} - \alpha_{soll}$$

$$f\alpha = - \frac{fH\alpha}{L\alpha \cdot \tan \alpha}$$

$fH\alpha$  — Profil-Winkelabweichung  
 $L\alpha$  — Profil-Prüfbereich

4. Grundkreis-Abweichung  $f_b$   
 $f_b = db_{ist} - db_{soll}$ 

$$f_b = fH\alpha \frac{db}{L\alpha}$$

Für die Analyse der Eingriffsverhältnisse des Radpaares werden zwei Gruppen von Kenngrößen gebildet und zwar:

	Kenngrößen bei Raumtemperatur	Kenngrößen bei Betriebstemperatur
Grundkreis	$db1, db2$	$d'b1, d'b2$
Achsabstand	$a1$	$a2$
Betriebseingriffswinkel	$\alpha_{wt1}$	$\alpha_{wt3}$

Zwischen den Kenngrößen beider Gruppen bestehen folgende Beziehungen:

$$\begin{aligned} d'b1 &= db1 + \delta db1 \\ d'b2 &= db2 + \delta db2 \\ a2 &= a1 + \delta a \end{aligned}$$

Der Betriebseingriffswinkel bei Raum- und Betriebstemperatur ist somit:

$$\cos \alpha_{wt1} = \frac{db1 + db2}{2 \cdot a1}$$

$$\cos \alpha_{wt3} = \frac{d'b1 + d'b2}{2 \cdot a2}$$

Werden in der Gleichung des Betriebseingriffswinkels bei Betriebstemperatur die Kenngrößen  $d'b1$  und  $d'b2$  ersetzt, dann führt dies zu folgender Relation:

$$\cos \alpha_{wt3} = \cos \alpha_{wt1} \cdot \frac{1 + \frac{\delta db1 + \delta db2}{db1 + db2}}{1 + \frac{\delta a}{a1}}$$

Vereinfacht geschrieben:

$$\cos \alpha_{wt3} = k \cdot \cos \alpha_{wt1}$$

Unter dem Einfluß der Temperaturschwankung findet somit eine Veränderung der Eingriffsverhältnisse des Radpaares statt. Gleichbleibende Betriebseingriffswinkel und hiermit auch identische Wälzverhältnisse sind im untersuchten Fall, d. h. Alu-Gehäuse und Stahl-Räder nur theoretisch möglich, zumal praktisch eine komplette Kompensation der beiden Einflußfaktoren nicht erfolgen kann.

5 Die Veränderung des Betriebseingriffswinkels kann aufgrund des Wertes des Faktors  $k$  analysiert werden.

A. Wenn  $k < 1$  dann  $\alpha_{wt3} > \alpha_{wt1}$

10

$$\alpha_{t3} > \alpha_{t1}$$

$$\alpha_3 > \alpha_1 \quad \text{wobei } \alpha_1 = 20^\circ$$

$$\implies f_a > 0$$

15

$$f_b < 0$$

Unter Berücksichtigung von  $f_b = db_{ist} - db_{soll}$

$$\implies db_{ist} < db_{soll}$$

20

Daraus folgt, daß der Grundkreis für eine optimale Auslegung bei Betriebstemperatur kleiner ist als der Zeichnungs-Grundkreis.

25

B. Wenn  $k > 1$  dann  $\alpha_{wt3} < \alpha_{wt1}$

$$\alpha_{t3} < \alpha_{t1}$$

30

$$\alpha_3 < \alpha_1 \quad \text{wobei } \alpha_1 = 20^\circ$$

$$\implies f_a < 0$$

$$f_b > 0$$

Unter Berücksichtigung von  $f_b = db_{ist} - db_{soll}$

35

$$\implies db_{ist} > db_{soll}$$

40

In diesem Fall ist der Auslegungsdurchmesser größer als der Zeichnungs-Grundkreis.

Die Berechnungen müssen nicht unbedingt zu einer Änderung des Grundkreises führen. Der gleiche Effekt kann mit einem neu berechneten Eingriffswinkel erzielt werden.

C. Wenn der Wert des Koeffizienten  $k = 1$ , dann verändert sich der Betriebseingriffswinkel nicht unter dem Einfluß der Betriebstemperatur, d. h. das Abwälzen der Zahnräder ist optimal.

45

Schätzungsweise funktioniert das Fahrzeug-Getriebe 90% seiner Lebensdauer bei Betriebstemperatur. Berücksichtigt man die maßlichen Veränderungen der Verzahnungskenngrößen, so wird festgestellt, daß die Radpaare in bekannten Getrieben sich nur bei Raumtemperatur, d. h. ca. 10% der Lebensdauer optimal abwälzen.

50

Damit sich die Radpaare bei Betriebstemperatur mit den errechneten Eingriffsverhältnissen bezüglich Lastübertragung und Geräuschentwicklung abwälzen, wird eine Getriebe-Auslegung bei Betriebstemperatur nach der Lehre des Patentanspruches vorgeschlagen.

Beispiel für die Getriebe-Auslegung bei Betriebstemperatur

55

Das untersuchte Beispiel bezieht sich auf ein Radpaar eines Getriebes mit Aluminiumgehäuse.

Die Kenngrößen des Radpaares sind:

60

65

# DE 44 07 696 A1

	Kenngrößen bei Raumtemperatur	Kenngrößen bei Betriebstemperatur	
Grundkreis	db1 = 133,726mm db2 = 139,298mm	d'b1=133,726+0,169 d'b2=139,298+0,176	5
Achsabstand	a1 = 152mm	a2 = 152 + 0,617mm	10
Schrägungswinkel	$\beta = 22^\circ$		15
Koeffizient	K = 1	k = 0,997215716	20
Betriebseingriffswinkel			25
	cos $\alpha_{wt1}$ =0,898105	cos $\alpha_{wt3}$ =0,8956044	30
	$\alpha_{wt1} = 26,089^\circ$	$\alpha_{wt3} = 26,41382^\circ$	35
	$\delta\alpha_{wt} = 0,32482^\circ$		40
Die Differenz des Betriebseingriffswinkels bezieht sich auf das Radpaar und kann nach dem Verhältnis der Grundkreise der Räder anteilig zugeordnet werden. Im aufgeführten Beispiel wurde aufgrund der geringen Unterschiede der Grundkreise je eine Hälfte von $\delta\alpha_{wt}$ einem Rad zugeordnet.			
Stirneingriffswinkel	$\alpha_{t1} = 21,433^\circ$	$\alpha_{t3} = 21,635^\circ$	45
Eingriffswinkel	$\alpha_1 = 20^\circ$	$\alpha_3 = 20,191^\circ$	50
Eingriffswinkelabweichung	$f_\alpha = 0,191^\circ = 3,333 \text{ mrad}$		55
Profil-Winkelabweichung	$f_{H\alpha} = - 32,517 \text{ } \mu\text{m}$		60
Grundkreisabweichung	$f_b = -176,784 \text{ } \mu\text{m}$		65
Auslegungs-Grundkreis	db = 133,726-0,177 = 133,549mm		70

## Patentanspruch

Stirnrädergetriebe, bei dem der Konstruktionswert wenigstens eines Parameters der Verzahnungsgeometrie der Evolventenverzahnungen eines Zahnradpaares unter Berücksichtigung des Wärmeausdehnungskoeffizienten auf die Betriebstemperatur korrigiert ist, dadurch gekennzeichnet, daß als Parameter ein Grundkreisdurchmesser (db1 oder db2) oder beide Grundkreisdurchmesser (db1 und db2) oder der Eingriffswinkel ( $\alpha$ ) unter der Bedingung korrigiert sind, daß  $k \approx 1$ , wobei

$$K = \frac{1 + \frac{\delta db1 + \delta db2}{db1 + db2}}{1 + \frac{\delta a}{a1}}$$

und

$$\cos \alpha_{wt3} = K \cdot \cos \alpha_{wt1}$$

gilt und

db1, db2 die Grundkreisdurchmesser bei Raumtemperatur  
 db1 +  $\delta db1$ , db2 +  $\delta db2$  die Grundkreisdurchmesser bei Betriebstemperatur  
 a1 den Achsabstand bei Raumtemperatur  
 a1 +  $\delta a$  den Achsabstand bei Betriebstemperatur  
 $\alpha_{wt1}$  den Betriebseingriffswinkel bei Raumtemperatur  
 $\alpha_{wt3}$  den Betriebseingriffswinkel bei Betriebstemperatur

angeben.

---

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

---

$\chi$   
*Fig. 3*

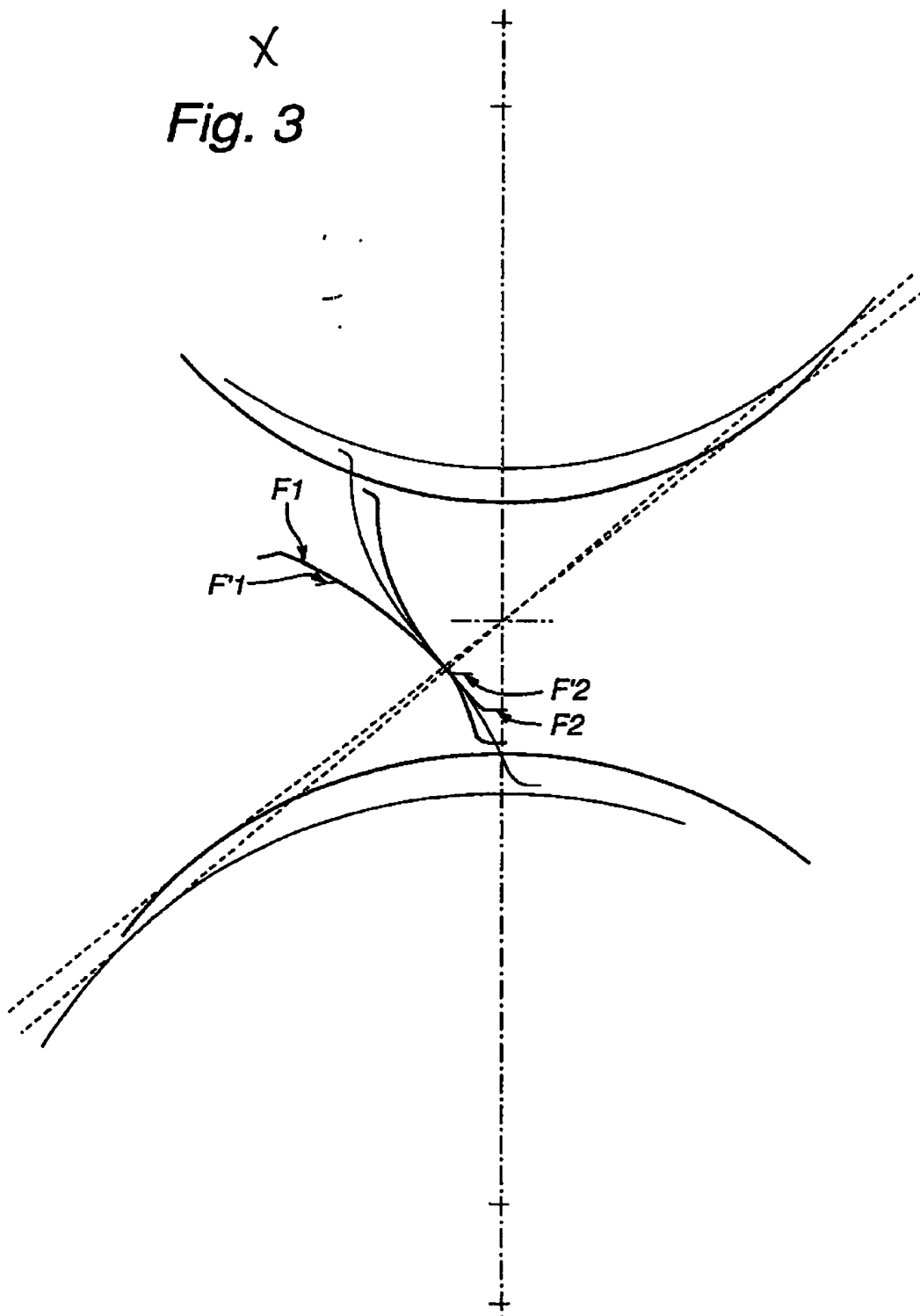


Fig. 1

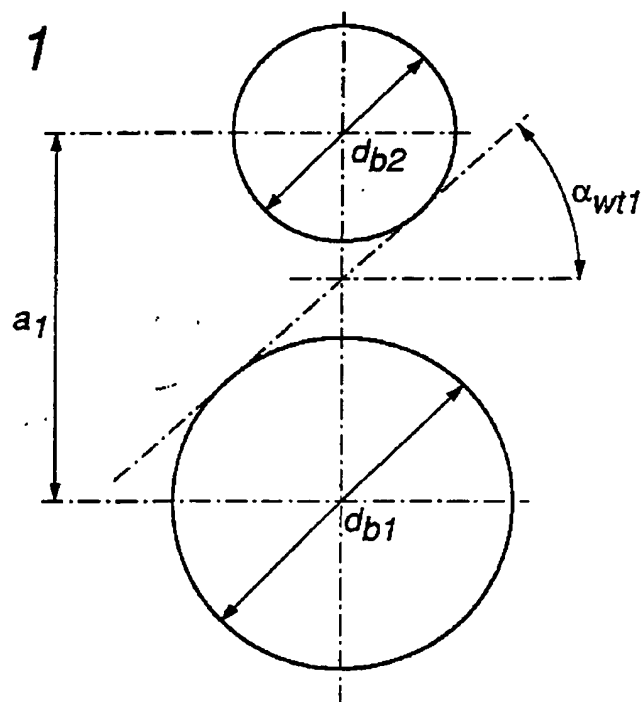
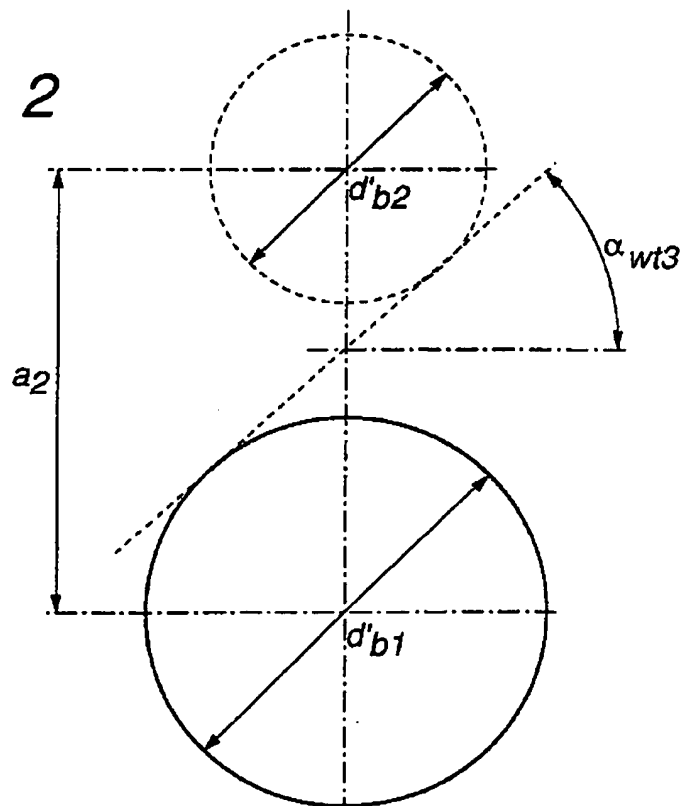


Fig. 2



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**